

AValiação DA ESTABILIDADE DINÂMICA DO FRESAMENTO DE TOPO RETO A ALTAS VELOCIDADES ATRAVÉS DO SINAL DE ÁUDIO

Walter Lindolfo Weingaertner

Rolf Bertrand Schroeter

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Mecânica de Precisão, Campus Universitário. Caixa Postal 476, EMC – CEP 88010-970, Florianópolis/SC – Brasil, e-mail: wlw@emc.ufsc.br e rolf@imp.ufsc.br

Milton Luiz Polli

Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná, Departamento Acadêmico de Mecânica, Av. Sete de Setembro, 3165. CEP 80230-901, Curitiba/PR – Brasil, e-mail: polli@cefetpr.br

Jefferson de Oliveira Gomes

Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA, Divisão de Engenharia Mecânica Aeronáutica, Praça Marechal Eduardo Gomes, 50. CEP 12228-900, São José dos Campos /SP - Brasil, e-mail: gomes@ita.br

***Resumo.** O progresso do fresamento a altas velocidades tem sido limitado pelos desgastes prematuros das ferramentas, dos rolamentos dos eixos-árvore e instabilidades dinâmicas no sistema. As vibrações relativas entre ferramenta e peça exercem grande influência sobre o resultado de trabalho. As operações de usinagem são influenciadas pela dinâmica da estrutura da máquina-ferramenta e pela dinâmica do processo de corte. A primeira é analisada usando métodos e teorias da dinâmica estrutural. A dinâmica do processo de corte é menos conhecida, uma vez que métodos teóricos e experimentais para seu estudo ainda estão em desenvolvimento. Neste trabalho é investigada a influência das características dinâmicas do sistema máquina-ferramenta-peça e dos parâmetros de corte sobre a estabilidade do processo de fresamento a altas velocidades através de simulações e experimentos. Na avaliação da estabilidade foi levado em conta o acabamento da superfície das peças usinadas e os sinais de áudio foram medidos por um microfone. Este se mostrou capaz de detectar sinais de vibração mesmo para cortes com pequena seção de usinagem. Os resultados das simulações foram mais próximas dos experimentais para o desbaste. Houve correlação entre as frequências de vibração resultantes das simulações e as determinadas experimentalmente, apesar destas terem se afastado mais da frequência natural do sistema. De uma forma geral são as vibrações regenerativas que limitam o processo, porém as forçadas adquirem importância no processo de acabamento em função do menor engajamento da ferramenta no corte e das abruptas variações das forças de usinagem.*

***Palavras-chave:** usinagem a altas velocidades, fresamento, vibrações regenerativas .*

1. INTRODUÇÃO

O progresso do fresamento a altas velocidades tem sido limitado pelo desgastes prematuros das ferramentas, dos rolamentos dos eixos-árvore e instabilidades dinâmicas no sistema. As operações de usinagem são influenciadas pela dinâmica da estrutura da máquina-ferramenta e pela dinâmica do processo de corte. A primeira é analisada usando métodos e teorias da dinâmica estrutural.

A dinâmica do processo de corte é menos conhecida, uma vez que métodos teóricos e experimentais para seu estudo ainda estão em desenvolvimento. As vibrações relativas entre

ferramenta e peça exercem grande influência sobre o resultado de trabalho. Segundo Crede e Harris⁽¹⁾ elas podem ter fonte externa à máquina-ferramenta, ser causadas pela máquina-ferramenta ou ainda geradas pela própria usinagem. Estas ocorrem pela ação das forças geradas durante o corte do material pela ferramenta. Neste grupo se enquadram as vibrações forçadas pela passagem de dentes, que possuem amplitude proporcional à espessura do cavaco, e as vibrações regenerativas ou auto-excitadas, que resultam de um mecanismo de auto-excitação na geração da espessura do cavaco.

Neste trabalho foi investigada a influência dos parâmetros de corte sobre a estabilidade do fresamento a altas velocidades de uma liga de alumínio, através de simulações computacionais e experimentos. A avaliação da estabilidade foi baseada no acabamento superficial das peças usinadas e na análise dos sinais de áudio medidos durante o processo.

2. MODELOS DO PROCESSO

A figura 1 mostra esquematicamente uma operação de fresamento.

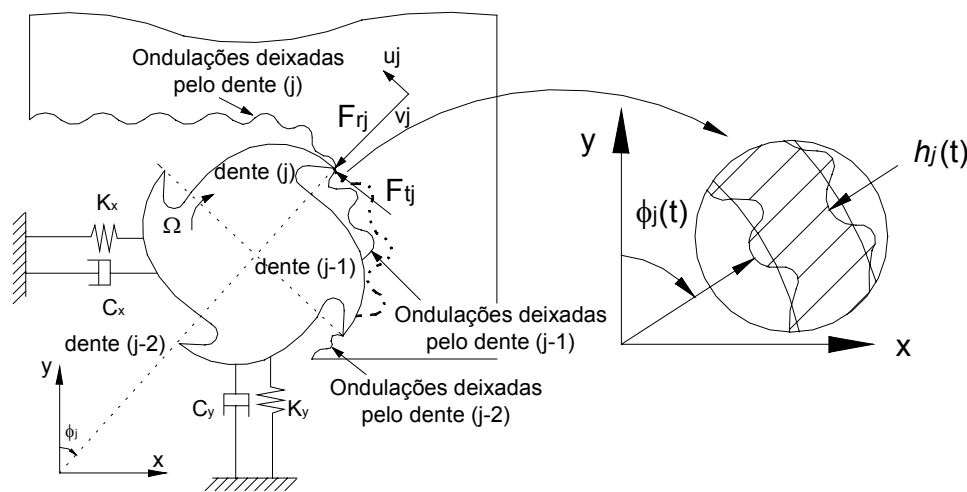


Figura 1. Representação de uma operação de fresamento segundo Altintas e Budak⁽³⁾

Considera-se que a fresa tem N dentes com ângulo de hélice nulo. O período passagem de dentes é τ , e o avanço é f_0 . O ângulo entre cada dente e o eixo vertical é φ_j .

As forças de corte excitam a estrutura nas direções de avanço (X) e normal (Y), causando deslocamentos dinâmicos x e y respectivamente. A espessura de cavaco $h(\varphi_j)$, caso o dente esteja na região de corte, é calculada por:

$$h(\varphi_j) = f_0 \sin \varphi_j - \{ [x(t) - x(t - \tau)] \cdot \sin \varphi_j + [y(t) - y(t - \tau)] \cdot \cos \varphi_j \} \quad (1)$$

As forças nas direções tangencial e radial são dadas respectivamente por:

$$F_{tj} = K_t \cdot a_p \cdot h(\varphi_j) \quad (2)$$

$$F_{rj} = K_r \cdot F_{tj} \quad (3)$$

Onde os coeficientes de força K_t e K_r são constantes. Decompondo as forças de usinagem em ambas as direções e somando-as para todos os dentes, as forças totais atuando na fresa são encontradas:

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \end{pmatrix} = \sum_{j=1}^N \begin{pmatrix} \cos\varphi_j & \sin\varphi_j \\ -\sin\varphi_j & \cos\varphi_j \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_{tj} \\ F_{rj} \end{pmatrix} \quad (4)$$

Para um sistema com um modo flexível dominante resultam as equações diferenciais:

$$m_x x'' + c_x x' + k_x x = F_x \quad (5)$$

$$m_y y'' + c_y y' + k_y y = F_y \quad (6)$$

Na solução no domínio do tempo proposta por Smith e Tlustý⁽²⁾ estas são resolvidas iterativamente pelo método de Euler:

$$x'' = \frac{(F_x - c_x x' + k_x x)}{m_x} \quad (7)$$

$$x' = x'' dt + x' \quad (8)$$

$$x = x' dt + x \quad (9)$$

No método proposto por Altintas e Budak⁽³⁾, os termos independentes do tempo são expandidos em uma série de Fourier e somente o termo constante é retido. Isto resulta em uma expressão independente do tempo para a força em função dos deslocamentos da ferramenta, permitindo uma solução analítica para o problema.

3. METODOLOGIA

Os experimentos foram conduzidos em um centro de usinagem Hermle C800U, com rotação máxima 16.000 rpm e potência 15 kW. O material da peça foi a liga de alumínio 7075-T6. Foi usada uma fresa inteira de metal-duro com diâmetro 12 mm e seis dentes. Na avaliação da estabilidade foi levado em conta o acabamento da superfície das peças usinadas e os sinais de áudio medidos por um microfone unidirecional de 1/2" (modelo 377A02, fabricante PCB). Este foi colocado na área de trabalho da máquina próximo ao corpo de prova. A opção pelo emprego de um microfone como sensor para detecção do surgimento de vibrações durante o processo foi escolhida em função da sua adequada banda de frequência e capacidade de detectar sinais de vibração provenientes da ferramenta, da peça ou da máquina. A função resposta em frequência (FRF) foi obtida fixando-se um acelerômetro (modelo 352810, fabricante PCB) na extremidade da ferramenta e excitando-a com um martelo (modelo 086B03, fabricante PCB) na direção do acelerômetro. A partir desta foram estimados os parâmetros modais usados como dados de entrada nas simulações.

Para a simulação analítica foram empregadas as equações desenvolvidas por Altintas e Budak⁽²⁾. Para a simulação no domínio do tempo, a espessura do cavaco foi calculada levando-se em conta a vibração da ferramenta e a superfície ondulada deixada por três dentes precedentes. Também foi considerada a perda de contato entre a ferramenta e a peça na região de corte devido às elevadas amplitudes das vibrações. O erro de batimento associado a cada dente foi medido e adicionado aos deslocamentos radiais durante a simulação. O intervalo de tempo empregado na simulação de cada combinação correspondeu a 40 rotações da ferramenta. O critério para caracterizar a instabilidade foi o valor da variância dos deslocamentos resultantes das últimas 20 rotações, amostrados periodicamente a cada passagem dos dentes, similarmente ao adotado por Bayly et al⁽⁴⁾. Os valores dos coeficientes de força empregados nas simulações ($K_t = 784 \cdot 10^6$ Pa e $K_r = 0,32$) foram determinados experimentalmente.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A partir da função resposta em frequência medida na extremidade da ferramenta foram determinados os parâmetros modais (tabela 1), usados como dados de entrada para as simulações. A peça foi considerada rígida.

Tabela 1. Parâmetros modais

Frequência natural (Hz)	Rigidez (N/m)	Razão de amortecimento
1577	3,6e6	0,0234

A figura 2 mostra a carta de estabilidade resultante das simulações empregando o método analítico e no domínio do tempo, juntamente com os determinados experimentalmente através da análise do espectro de áudio para uma condição de desbaste.

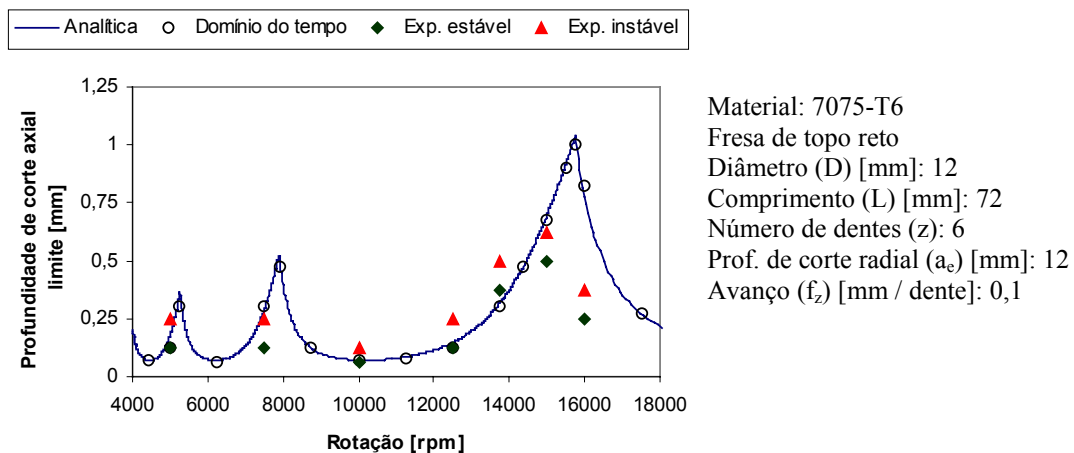


Figura 2. Carta de estabilidade para o desbaste

Os valores encontrados para os dois métodos empregados na simulação são muito próximos. Porém, há discrepâncias entre estes e os encontrados experimentalmente. Para a rotação $n = 10.000$ rpm, que correspondeu à condição mais desfavorável, a profundidade de corte axial limite determinada experimentalmente praticamente coincidiu com aquela das simulações. Com o aumento da rotação, as profundidades de corte limites determinadas experimentalmente apresentaram a mesma tendência de crescimento das simulações, até a condição próxima à ressonância. Para $n = 16.000$ rpm, condição na qual a frequência de passagem de dentes era mais próxima da frequência natural, os resultados da simulação indicavam uma profundidade de corte limite elevada, porém esta não foi confirmada experimentalmente. Isto pode estar associado às diferenças existentes na rigidez, amortecimento e principalmente frequência natural quando as características dinâmicas do sistema são medidas sob duas condições: movimento livre e ferramenta em contato com a peça. Segundo Jensen e Shin⁽⁵⁾, o modelamento da dinâmica estrutural do sistema sob condições de operação desempenha um papel importante na determinação das vibrações que irão ocorrer durante o processo.

Os resultados encontrados nos dois métodos de simulação são praticamente iguais, porque anteriormente ao desenvolvimento das vibrações regenerativas (condições estáveis) a perda de contato de um dente com a peça pode ocorrer somente em uma zona estreita no início do arco usinado. Conforme Minis⁽⁶⁾ esta não-linearidade tem pequena influência na estabilidade do sistema. Para o caso instável, esta zona inclui quase todo o arco, e a amplitude das vibrações atinge um valor elevado (figura 3). Tlustý e Ismail⁽⁷⁾ destacam que esta não cresce indefinidamente porque quando a ferramenta perde o contato com a peça, a força deixa de ser proporcional à espessura do cavaco, tornando-se simplesmente nula.

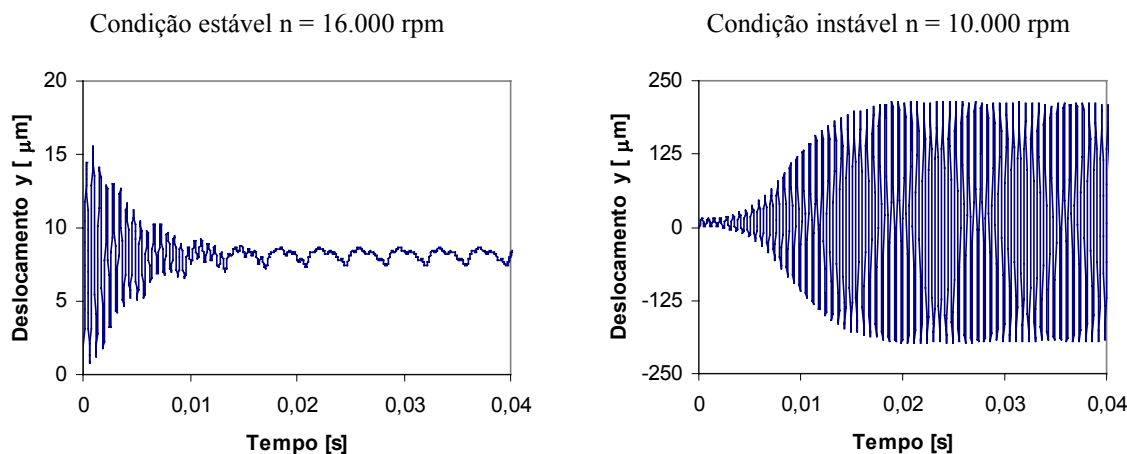


Figura 3. Simulação do deslocamento na direção ortogonal ao avanço para $a_p = 0,25$ mm

O gráfico da figura 4 mostra as frequências de vibração determinadas experimentalmente e as resultantes das simulações em função da rotação.

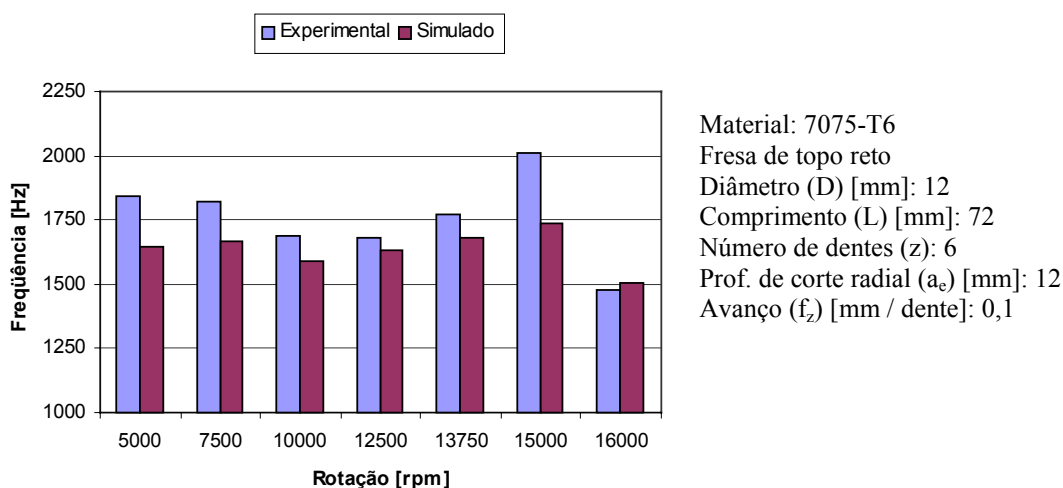


Figura 4. Frequências de vibração em função da rotação

Existe correlação entre as frequências determinadas experimentalmente e as resultantes das simulações. Porém, as obtidas experimentalmente se afastaram mais da frequência natural do sistema. À exceção da rotação $n = 16.000$ rpm, as demais tiveram suas frequências de vibração superiores a este valor. A frequência mais alta ocorreu para $n = 15.000$ rpm, que também permitiu a maior profundidade de corte estável determinada experimentalmente. As frequências de vibração aumentam progressivamente até que a frequência de passagem de dentes ultrapasse a natural, e após isso as mesmas caem rapidamente, voltando a se aproximar deste valor. Este comportamento limita a aplicação de soluções baseadas no ajuste da rotação a partir da frequência de vibração, como a proposta por Delio et al⁽⁸⁾.

A figura 5 mostra a carta de estabilidade resultante das simulações empregando o método analítico e no domínio do tempo, além dos resultados experimentais obtidos através da análise do espectro de áudio e medição da rugosidade para o corte concordante.

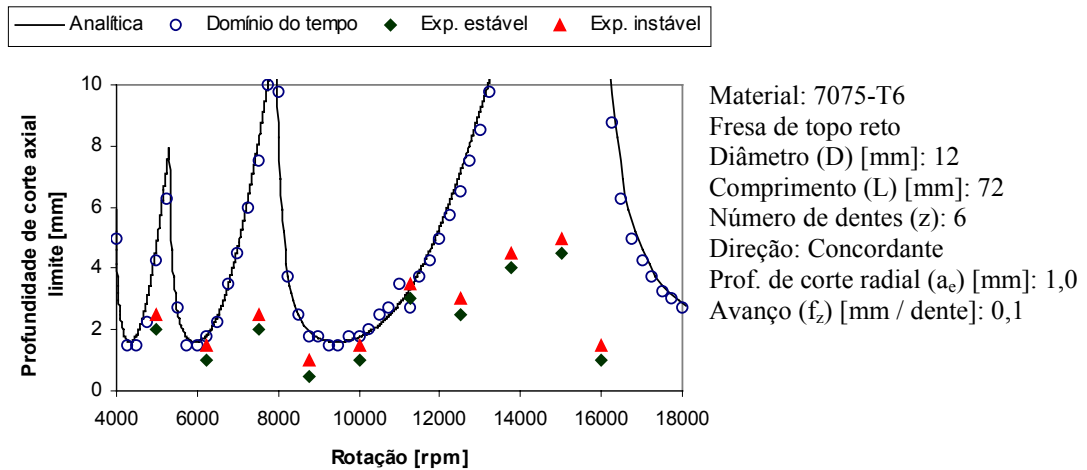


Figura 5. Carta de estabilidade para o fresamento de acabamento concordante

Os valores encontrados para os dois métodos empregados na simulação são próximos. Porém, a simulação no domínio do tempo apresenta um lóbulo incipiente nas rotações próximas a $n = 11.000$ rpm, associado a uma instabilidade com duplicação do período da vibração. Este tende a ser mais significativo à medida que a profundidade de corte radial diminui.

As profundidades de corte limites das simulações são maiores que as encontradas experimentalmente, especialmente para as rotações mais favoráveis apontadas pelas simulações.

A figura 6 mostra a carta de estabilidade resultante para o corte discordante. A simulação analítica apresentou os mesmos resultados independentemente da direção de corte. Os resultados da simulação no domínio do tempo continuaram sendo próximos aos analíticos. Porém, as profundidades de corte limites tenderam a ser pouco menores e também deixou de ser visível o lóbulo incipiente, observado no corte concordante.

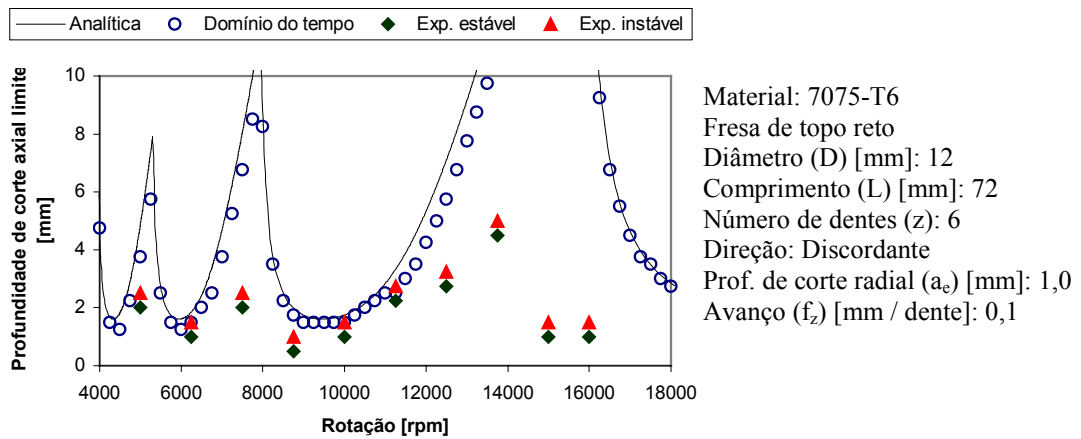


Figura 6. Carta de estabilidade para o fresamento de acabamento discordante

As profundidades de corte limites encontradas experimentalmente são praticamente as mesmas do corte concordante. A exceção ocorreu para $n = 15.000$ rpm, que contrariamente à primeira condição, correspondeu a uma condição desfavorável.

A figura 7 mostra o resultado de simulações no domínio do tempo, destacando os pontos amostrados no momento em que cada dente inicia a retirada de material no corte discordante.

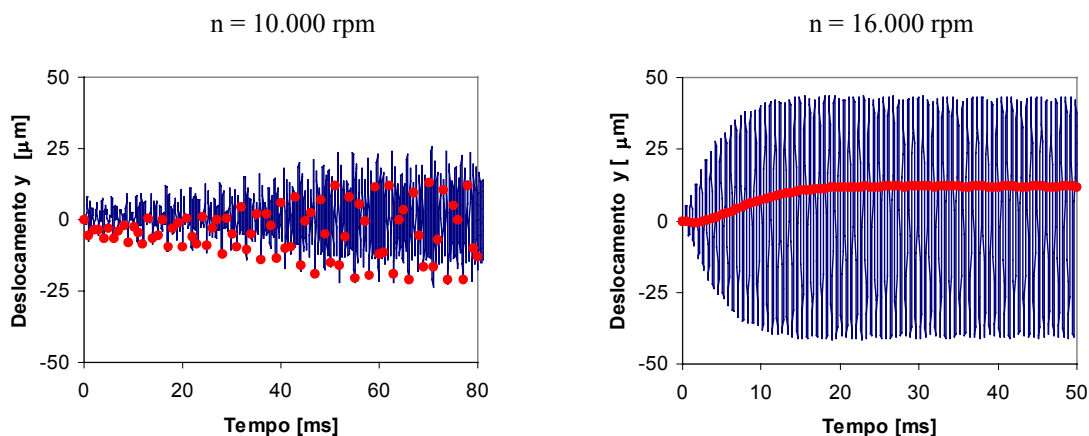


Figura 7. Resultados de simulação para o corte discordante $a_p=2\text{ mm}$

Para a rotação $n=10.000\text{ rpm}$ a variância dos pontos amostrados é elevada ($\sigma^2 = 934,08\ \mu\text{m}^2$), caracterizando uma condição instável. A condição próxima à ressonância ($n = 16.000\text{ rpm}$), apesar de ter amplitude das vibrações mais elevada, deveria corresponder a uma condição estável, visto apresentar pequena variância para os pontos amostrados ($\sigma^2 = 5,59\ \mu\text{m}^2$). Como é no início do corte que ocorre a geração da superfície, somente estes pontos repercutem em seu acabamento. Segundo Schmitz e Ziegert⁽⁹⁾, os desvios destes em relação à origem provocam apenas erros dimensionais. Contudo, nos experimentos esta condição resultou em um acabamento de superfície deteriorado para as duas direções de corte (figura 8). Nesta rotação, também ocorre a maior diferença em relação à carta de estabilidade encontrada para o desbaste (figura 3), que possibilitou o emprego de uma profundidade de corte limite relativamente elevada.

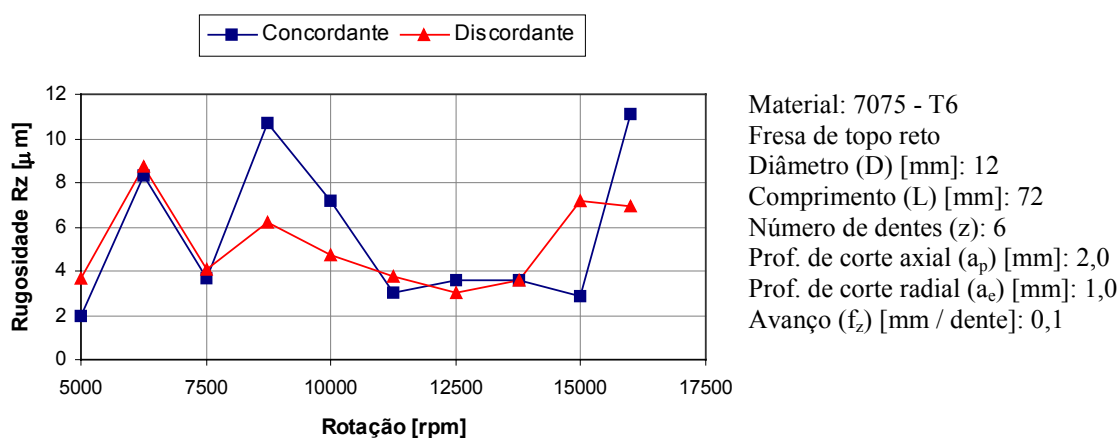


Figura 8. Rugosidade em função da rotação para o corte concordante e discordante

O gráfico da figura 8 mostra curvas cujos picos e vales são resultantes de cortes instáveis e estáveis, respectivamente. Elas são similares para as duas direções de corte, porém há uma diferença significativa para $n = 15.000\text{ rpm}$, que apresentou um valor de rugosidade relativamente baixo para o corte concordante e consideravelmente elevado para o discordante. Isto foi confirmado pela medição dos níveis da pressão sonora medidos durante o processo de 100,62 dB e 110 dB, respectivamente. Ambos os espectros apresentam o maior pico na frequência de passagem de dentes (1.500 Hz). Não houve outra frequência que caracterizasse o surgimento de vibrações regenerativas. Portanto, neste caso foram as vibrações forçadas que causaram a instabilidade para o corte discordante. Elas tiveram amplitudes suficientemente elevadas a ponto de comprometer o acabamento da superfície.

O gráfico da figura 9 mostra as frequências de vibração em função da rotação para os cortes concordante e discordante. As frequências de vibração são muito próximas nas duas direções e

apresentam valores mais afastados da frequência natural quando se compara com os resultados do desgaste (figura 4). Isto é válido tanto para os resultados experimentais quanto para as simulações, embora estas indiquem valores menores para a maioria das rotações. Uma grande diferença ocorre na rotação $n = 15.000$ rpm, onde a frequência da vibração regenerativa para o corte concordante, a exemplo do que ocorreu no desgaste, foi a que mais se afastou da natural. Já para o corte discordante, como foi discutido anteriormente, a frequência de vibração considerada foi a de passagem dos dentes, indicando que a profundidade de corte máxima foi limitada pelas vibrações forçadas.

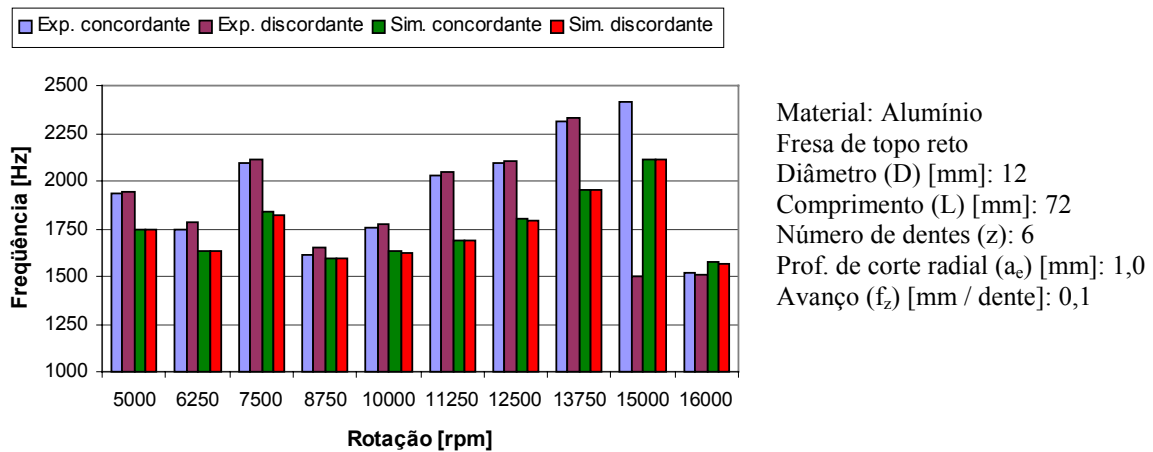


Figura 9. Frequências de vibração para as duas direções de corte

5. CONCLUSÕES

O emprego do microfone permitiu detectar o surgimento de vibrações, mesmo para cortes com pequena seção de usinagem. Para a condição de desgaste, os resultados das simulações analíticas e no domínio do tempo praticamente coincidiram, e foram próximos dos encontrados experimentalmente. A condição mais próxima à ressonância possibilitou uma profundidade de corte limite relativamente alta. Para o acabamento, os resultados obtidos pelos dois métodos apresentaram pequenas diferenças, e se afastaram dos encontrados experimentalmente.

As maiores diferenças ocorreram para as condições próximas à ressonância que apresentaram pequenas profundidades de corte limites nos experimentos. Houve correlação entre as frequências de vibração resultantes das simulações e as determinadas experimentalmente, embora estas tenham se afastado mais da frequência natural do sistema, principalmente para a condição de acabamento.

De uma forma geral verifica-se que são as vibrações regenerativas que limitam o processo, porém as forçadas adquirem importância no acabamento em função do menor engajamento da ferramenta no corte e das abruptas variações das forças de usinagem.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à CAPES pelo apoio financeiro e à Kennametal do Brasil pelo fornecimento das ferramentas usadas nos experimentos.

7. REFERÊNCIAS

1. CREDE, C. E. ; HARRIS, C. M. Shock and vibration handbook. 4 ed. New York: Mc. Graw-Hill, 1995, 1456 p.
2. SMITH, S.; TLUSTY, J. An overview of modeling and simulation of the milling process. **Journal of Engineering for Industry**, Transactions of the ASME, v. 113, p. 169-175, 1991.
3. ALTINTAS, Y.; BUDAK, E. Analytical prediction of stability lobes in milling. **Annals of the CIRP**, v. 44, n. 1, p. 357-362, 1995.

4. BAYLY, P. V. et al. Effects of radial immersion and cutting direction on chatter instability in end-milling. In: ASME International Mechanical Engineering Conference & Exhibition, 2002, New Orleans. **Proceedings of IMECE 2002**, New Orleans: ASME, 2002.
5. JENSEN, S. A.; SHIN, Y. C. Stability analysis in face milling operations, part 2: experimental validation and influencing factors. **Journal of Manufacturing Science and Engineering**, Transaction of the ASME, v. 121, p 606-614, 1999.
6. MINIS, I. et al. Analysis of linear and nonlinear chatter in milling. **Annals of the CIRP**, v.39, n.1, p. 459-462, 1990.
7. TLUSTY, J.; ISMAIL, F. Basic non-linearity in machining chatter. **Annals of the CIRP**, v.30, n.1, p. 299-304, 1981.
8. DELIO, T. et al. Use of audio signals for chatter detection and control. **ASME Journal of Engineering for Industry**, v. 114, p. 146-157, 1992.
9. SCHMITZ T.; ZIEGERT, J. Examination of surface location error due to phasing of cutter vibrations. **Precision Engineering**, v.23, n.1, p. 51-62, 1999.

EVALUATION OF THE HIGH SPEED END MILLING DYNAMIC STABILITY THROUGH AUDIO SIGNALS MEASUREMENT

Walter Lindolfo Weingaertner

Rolf Bertrand Schroeter

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Mecânica de Precisão, Campus Universitário. Caixa Postal 476, EMC – CEP 88010-970, Florianópolis/SC – Brazil, e-mail: wlw@emc.ufsc.br e rolf@lmp.ufsc.br

Milton Luiz Polli

Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná, Departamento Acadêmico de Mecânica, Av. Sete de Setembro, 3165. CEP 80230-901, Curitiba/PR – Brazil, e-mail: polli@cefetpr.br

Jefferson de Oliveira Gomes

Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA, Divisão de Engenharia Mecânica Aeronáutica, Praça Marechal Eduardo Gomes, 50. CEP 12228-900, São José dos Campos /SP - Brazil, e-mail: gomes@ita.br

***Abstract.** The progress of high speed milling has been limited by premature tool failure, spindle bearing wear and dynamic instabilities. Relative vibrations between tool and workpiece exert great influence on the process results. Machining operations are influenced by the dynamic behaviour of the machine-tool structure and by the dynamics of the cutting process. In this paper is investigated the influence of the machining parameters on the stability of high speed end milling through simulations and experiments. The stability evaluation was based on the workpiece surface finish and on the audio signals measured by a unidirectional microphone. It detected vibration signals even for the low immersion cuts. The simulation results were close to the experimental ones for the high immersion condition. There was correlation between the simulated chatter frequencies and the experimental ones, though these had been more distant from the natural frequency of the system. In general the regenerative vibrations limit the maximum axial depth of cut for a stable cut, however the forced ones are also important for low immersion cuts due to the small engagement between the tool and workpiece and the abrupt variations of the cutting forces.*

***Keywords.** High speed machining, milling, chatter*